

УДК 621.316.79

**ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ НА ВЫРАБОТКУ ХОЛОДА БЫТОВЫМ ХОЛОДИЛЬНЫМ ПРИБОРОМ**

**Онищенко О.А., к.т.н., доц.**  
**Одесская государственная академия холода**  
 65029, г. Одесса, ул. Дворянская, 1/3  
 E-mail: [olegoni@mail.ru](mailto:olegoni@mail.ru)

Розглядається розробка моделі побутового холодильного приладу з компресором, що працює з автоматизованим електроприводом. Представлено результати моделювання із двома типами устаткування: один прилад, регульований за допомогою реле, що реагує на середні значення температури, і другий, де продуктивність компресора регулюється залежно від змін температури. Показано, що другий тип приладу може бути більше ефективним.

**Ключові слова:** охолодження, компресор, реле, електричний привод.

The use of a home refrigerator with compressor powered by an automated electric drive is discussed. A simple model with two types of cooling equipments is introduced. One model is relay-regulated unit with compressor cycles occurring based on average temperature reading and another model where compressor operation is regulated based on incremental temperature changes. The second model of home refrigerator is proven to be more efficient.

**Key words:** refrigeration, compressor, relay-regulated, electrical drive.

**Введение.** Основная задача автоматизации малых и бытовых холодильных установок – приведение в соответствие холодопроизводительности тепловой нагрузке. Один из наиболее эффективных способов решения такой задачи – регулирование производительности компрессора. Определение расхода электроэнергии для различных режимов работы компрессора холодильной установки – теоретически сложная задача, поскольку связана с одновременным решением уравнений, описывающих тепловые процессы в шкафу установки и электромагнитные процессы в электроприводе компрессора. В настоящее время работ, посвященных анализу энергетических режимов бытовых холодильных приборов (БХП) практически нет [1], однако разработка новых и совершенствование существующих конструкций БХП [2, 3] настоятельно требуют решения задач оценки энергопотребления, чем и объясняется актуальность рассматриваемой задачи.

**Цель работы.** Представление эффективных методов моделирования тепловых, электромагнитных и электромеханических процессов в БХП при различных режимах их работы с возможностью оценки энергетических затрат на выработку холода.

**Материал и результаты исследований.** Рассмотрим последовательность создания такой модели для переоборудованного однокамерного БХП на базе холодильного шкафа (ХШ) “Памир-6М” (завод холодильников “Памир”, г. Душанбе) КШ-180 с герметичным мотор-компрессором “Atlant” С-К-160-Н5, работающем на хладагенте R12. В морозильную и холодильную камеры (МК и ХК) помещены имитаторы продуктов (ИП), дополнительная тепловая нагрузка  $Q_v$  создается малогабаритным тепловентилятором. Сложная геометрия исходного ХШ упрощена путем замены большинства различ-

ных элементов основными “эквивалентными тепловыми зонами”. Режимы каждого из выделенных на рис. 1 элементов характеризуются избыточными средними температурами  $t_{ij}$ , теплофизические свойства – общей теплоемкостью  $C_{ij}$ , а интенсивность теплообмена между элементами определяется уравнениями вида:

$$Q_{ij} = \sigma_{ij} \cdot (t_i - t_j), \tag{1}$$

где  $Q_{ij}$  – тепловой поток, переносимый от i-го элемента к j-му элементу, Вт;  $\sigma_{ij}$  – тепловая проводимость переноса тепла от i-го элемента к j-му, Вт/°С;  $t_i$  и  $t_j$  – избыточные температуры (перегревы) основных элементов БХП, °С.

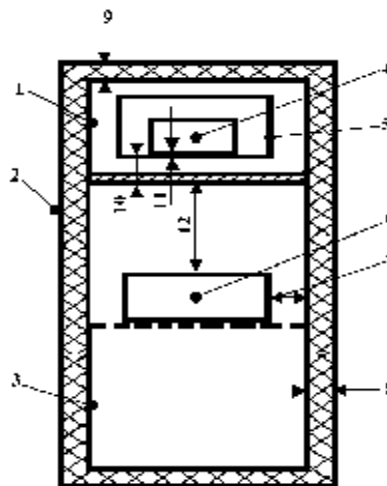


Рисунок 1 – Расположение эквивалентных тепловых зон и термических сопротивлений в упрощенной тепловой модели БХП

На рис. 1 цифрами обозначены следующие выбранные основные температуры и термические со-

противления. Температуры: 1 – внутренних стенок шкафа МК; 2 – наружных стенок шкафа БХП; 3 – внутренних стенок шкафа ХК; 4 и 6 – имитаторов продуктов в МК и ХК, соответственно; 5 – внутренней поверхности испарителя. Термические сопротивления переносу тепла: 7 – от ИП ХК к внутренней стенке МК; 8 и 9 – через изоляцию от наружного воздуха к внутренней поверхности стенок ХК и МК, соответственно; 10 – через перегородку и изоляцию к поверхности испарителя; 11 – от ИП МК к испарителю через их контактирующие поверхности; 12 – от ИП ХК к перегородке между ХК и МК. Дополнительно учтены термические сопротивления между стенками ХК и МК при переносе тепла через отверстия в перегородке, дверцу МК и общую для ХК и МК дверцу шкафа.

Запишем следующие дифференциальные, в форме Коши, и алгебраические уравнения.

Изменение температуры кипения испарителя:

$$\frac{dt_0}{d\tau} = \frac{1}{C_{и}} \cdot (-Q_0(\tau) + \sigma_{МК-И}(t_{всМК} - t_0) + \sigma_{ХК-И}(t_{всХК} - t_0) + \sigma_{И-иМК}(t_{иМК} - t_0) + \sigma_{И-иХК}(t_{иХК} - t_0) + Q_{в}), \quad (2)$$

где  $t_{всМК}$  и  $t_{всХК}$  – средние значения температур внутренних стенок, соответственно, МК и ХК;  $t_{иМК}$  и  $t_{иХК}$  – средние значения температур ИП, расположенных, соответственно, в МК и ХК;  $t_0$  – температура кипения хладагента;  $\sigma_{И-иМК}$  и  $\sigma_{И-иХК}$  – тепловые проводимости между наружной поверхностью испарителя и ИП в МК и, соответственно, наружной поверхностью испарителя и ИП в ХК;  $\sigma_{МК-И}$  и  $\sigma_{ХК-И}$  – тепловые проводимости между внутренней стенкой МК и испарителем, и, соответственно, между внутренней стенкой ХК и испарителем.

Холодопроизводительность компрессорно-конденсаторного агрегата (ККА) в заданном диапазоне изменения температур кипения и при условии постоянства температуры конденсации аппроксимирована квадратичной зависимостью [4]:

$$Q_0(\tau) = a(t_{н.в.} - t_0)^2 + b(t_{н.в.} - t_0) + c, \quad (3)$$

где  $a$ ,  $b$  и  $c$  – постоянные коэффициенты, зависящие от конструктивных особенностей ККА, свойств хладагента и давления конденсации;  $t_{н.в.}$  – температура наружного воздуха.

Если считать, что холодопроизводительность ККА прямо пропорциональна угловой скорости двигателя компрессора, то (3) следует представить в виде:

$$Q_0(\tau) = [a(t_{н.в.} - t_0)^2 + b(t_{н.в.} - t_0) + c] \cdot \omega^*, \quad (4)$$

где  $\omega^* = \omega(\tau)/\omega_{ном}$  – относительное значение угловой скорости;  $\omega(\tau)$  и  $\omega_{ном}$  – соответственно, текущая и номинальная угловая скорость двигателя компрессора, рад/с.

Считаем, что передача тепла от наружных стенок к внутренним осуществляется только путем теплопроводности через изоляцию стенок. Тогда измене-

ние среднего значения температур стенок МК может быть определено по выражению:

$$\frac{dt_{МК}}{d\tau} = \frac{1}{C_{сМК}} \cdot (\sigma_{н.в.-нсМК}(t_{н.в.} - t_{нсМК}) + \sigma_{сМК}(t_{нсМК} - t_{всМК}) + \sigma_{МК-ХК}(t_{всХК} - t_{всМК}) - \sigma_{МК-И}(t_{всМК} - t_0)),$$

где  $t_{МК}$  – среднее значение температуры стенок МК;  $t_{нсМК}$  – температура наружной стенки МК;  $C_{сМК}$  – усредненная теплоемкость стенок (изоляции) МК, Дж/°С;  $\sigma_{сМК}$  – теплопроводность стенок (изоляции) МК;  $\sigma_{н.в.-нсМК}$  – теплопроводность между наружным воздухом и наружными стенками (изоляции) МК;  $\sigma_{МК-ХК}$  – усредненная теплопроводность между внутренними стенками МК и ХК (изоляция, отверстия, дверцы).

Приняв равным среднеарифметическому значению температуры внутри стенок МК, а также исходя из условия равенства в установившемся режиме тепловых потоков через стенку МК, можно записать систему уравнений:

$$\begin{cases} t_{МК} = 0.5 \cdot (t_{всМК} + t_{нсМК}); \\ \sigma_{сМК} \cdot (t_{нсМК} - t_{всМК}) = \sigma_{МК-И} \cdot (t_{всМК} - t_0); \end{cases} \quad (6)$$

однозначно связывающих температуры наружной и внутренней стенок МК. Решение системы (6) определяет температуры внутренней и наружной стенок МК:

$$\begin{cases} t_{всМК} = \frac{\sigma_{сМК}}{2\sigma_{сМК} + \sigma_{МК-И}} \cdot \left( 2t_{МК} + \frac{\sigma_{МК-И}}{\sigma_{сМК}} t_0 \right); \\ t_{нсМК} = 2t_{МК} - t_{всМК}. \end{cases} \quad (7)$$

По аналогии с допущениями, принятыми для стенок МК, изменение среднего значения температур стенок ХК будет определяться выражением:

$$\frac{dt_{ХК}}{d\tau} = \frac{1}{C_{сХК}} \cdot (\sigma_{н.в.-нсХК}(t_{н.в.} - t_{нсХК}) + \sigma_{сХК}(t_{нсХК} - t_{всХК}) - \sigma_{МК-ХК}(t_{всХК} - t_{всМК}) - \sigma_{ХК-И}(t_{всХК} - t_0) - \sigma_{всХК-иХК}(t_{иХК} - t_{всХК})), \quad (8)$$

где  $t_{ХК}$  – среднее значение температуры стенок ХК;  $t_{нсХК}$  – температура наружной стенки ХК;  $C_{сХК}$  – усредненная теплоемкость стенок (изоляции) ХК, Дж/°С;  $\sigma_{н.в.-нсХК}$  – теплопроводность между наружным воздухом и наружными стенками (изоляции) ХК;  $\sigma_{ХК-иХК}$  – теплопроводность между внутренней стенкой ХК и ИП в ХК.

Приняв, что

$$\begin{cases} t_{МК} = 0.5 \cdot (t_{всХК} + t_{нсХК}); \\ \sigma_{сХК} \cdot (t_{нсХК} - t_{всХК}) = \sigma_{ХК-И} \cdot (t_{всХК} - t_0); \end{cases} \quad (9)$$

получим:

$$\begin{cases} t_{всХК} = \frac{\sigma_{сХК}}{2\sigma_{сХК} + \sigma_{ХК-И}} \cdot \left( 2t_{ХК} + \frac{\sigma_{ХК-И}}{\sigma_{сХК}} t_0 \right); \\ t_{нсХК} = 2t_{ХК} - t_{всХК}. \end{cases} \quad (10)$$

Изменение температур ИП, расположенных в МК и ХК:

$$\frac{dt_{иМК}}{d\tau} = \frac{1}{C_{иМК}} \cdot \sigma_{и-иМК}(t_0 - t_{иМК}); \quad (11)$$

$$\frac{dt_{иХК}}{d\tau} = \frac{1}{C_{иХК}} \cdot (\sigma_{и-иХК}(t_0 - t_{иХК}) + \sigma_{всХК-иХК}(t_{всХК} - t_{иХК})), \quad (12)$$

где  $C_{иМК}$  и  $C_{иХК}$  – теплоёмкость ИП расположенных, соответственно, в морозильной и холодильной камерах, Дж/°С.

Наиболее распространенные типы реле-регуляторов температуры кипения БХП имеют двухпозиционную симметричную релейную статическую характеристику с зоной нечувствительности  $\Delta$ . При состоянии выхода регулятора “1” компрессор включен и его производительность максимальна, при состоянии выхода регулятора “0” – компрессор отключен. Считаем, что регулятор температуры безынерционный, а также принимаем, что температура кипения, при которой отключается компрессор, равна температуре, при которой начинается процесс отепления испарителя. Для выходного сигнала регулятора с такой гистерезисной характеристикой справедлива запись:

$$\begin{cases} 1, \text{ при } t > t_{зад} + \Delta \text{ и } 0, \text{ при } t < t_{зад} - \Delta, \text{ если } \frac{dt}{d\tau} > 0; \\ 1, \text{ при } t > t_{зад} - \Delta \text{ и } 0, \text{ при } t < t_{зад} - \Delta, \text{ если } \frac{dt}{d\tau} > 0. \end{cases} \quad (13)$$

С целью предварительной оценки расхода электрической энергии на выработку холода при различных режимах работы БХП считаем, что электродвигатель может быть представлен упрощенной системой (14) дифференциальных и алгебраических уравнений. Допускаем, что рабочий участок механической характеристики может быть аппроксимирован апериодическим звеном первого порядка и передаточной функцией динамической жесткости с обеспечением амплитуды пускового тока, близкой к пусковому току. Таким образом, считаем, что основные статические и динамические свойства двигателя компрессора представлены с помощью системы (14) линеаризованного электромеханического преобразователя (ЭМП):

$$\begin{cases} \frac{dI(\tau)}{d\tau} = \frac{1}{L} (U(\tau) - I(\tau) \cdot R_3 - E(\tau)); \\ E(\tau) = c\Phi \cdot \omega(\tau); \\ M(\tau) = c\Phi \cdot I(\tau); \\ \frac{d\omega(\tau)}{d\tau} = \frac{1}{J_\Sigma} (M(\tau) - M_c(\varphi)); \\ \frac{d\varphi(\tau)}{d\tau} = \omega(\tau). \end{cases} \quad (14)$$

где  $U(\tau)$ ,  $I(\tau)$ ,  $M(\tau)$  – соответственно, напряжение питания, В, ток, А, и электромагнитный момент, Нм;  $R_3$  и  $L$  – сопротивление, Ом, и индуктивность, Гн, обмотки ЭМП;  $E(\tau)$  – противо-ЭДС, В;  $J_\Sigma$  – суммарный, приведенный к валу момент инерции, кг·м<sup>2</sup>;  $c\Phi$  – конструктивный коэффициент, В·с/рад.

Статический момент  $M_c(\varphi)$  описан выражением:

$$M_c(\varphi) = F_r(\varphi) \cdot R \cdot \sin(\varphi) - 0,5\omega^2 \cdot m \cdot R^2 \cdot \sin(2\varphi), \quad (15)$$

где  $F_r(\varphi)$  – газовая сила, Н;  $R$  – радиус кривошипа компрессора, м;  $m$  – масса поршня и кулисы компрессора, кг;  $\omega$  – угловая частота вращения вала ЭМП, рад/с;  $\varphi$  – угол поворота вала ЭМП, рад.

Отметим, что газовая сила  $F_r$  значительно изменяется в функции режима работы БХП, зависит от температуры конденсации и тепловой нагрузки.

После формальной замены  $\frac{d}{d\tau} \equiv s$  в уравнениях (2),

(5), (8), (11), (12) и (14) последние записываем в операторной форме и далее, с помощью (13) и оставшихся алгебраических уравнений, замыкаем полученную систему отрицательной обратной связью по температуре кипения.

Полученная модель БХП с релейным гистерезисным регулятором температуры и ЭМП может быть представлена в виде структурной схемы, изображенной на рис. 2.

На рис. 2 звено 1 и блок умножения 2, согласно (4), описывают характеристику ККА; элемент сравнения 3 и нелинейный блок 4, согласно (13) – описывают датчик-регулятор температуры; блоки 5 и 6 – в соответствии с выражениями (7) и (10) – описывают изменения температур внутренних и наружных стенок морозильной и холодильной камер БХП. Звеном 7 представлена электрическая часть ЭМП, где  $T_3 = L/R_3$  – электромагнитная постоянная времени, с; звеном 8 – механическая часть ЭМП, где  $T_M = J_\Sigma \cdot R_M / (c\Phi)^2$  – электромеханическая постоянная времени, с; статический ток (блок 13) определяется по выражению  $I_C(\varphi) = M_c(\varphi) / c\Phi$ , А. Выходы звеньев 15 и 17 определяют механическую мощность  $P_{мх}$  на валу компрессора и потребленную за период расчета электрическую энергию  $E_{пот}$ . Структурная схема позволяет рассчитывать действительный  $\epsilon_e$  и электрический  $\epsilon_3$  холодильные коэффициенты, а также коэффициенты удельной действительной  $\mu_e$  и удельной электрической  $\mu_3$  холодопроизводительности [4].

Для структурной схемы значения коэффициентов теплопроводности для отдельных элементов ХШ были определены по специальным методикам, а средние значения теплоёмкости определялись по формуле:

$$C_i = V_i \cdot c_{p_i} \cdot \rho_i, \quad (16)$$

где  $V_i$  – объём рассматриваемого элемента ХШ, м<sup>3</sup>;  $c_{p_i}$  – удельная теплоёмкость материала, из которого изготовлен элемент ХШ, Дж/(кг·°С);  $\rho_i$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>. Конструктивные коэффициенты и постоянные времени ЭМП близки к параметрам однофазного асинхронного электродвигателя типа ЭДП, 220 В, 160 Вт,  $\omega_0 = 1500$  об/мин.

Результаты моделирования для двух “релейных” режимов стабилизации температуры в ХШ БХП и

для двух аналогичных “релейным” условий стабилизации температуры при работе в режиме плавного регулирования холодопроизводительности ККА в

составе трехконтурной системы подчиненного регулирования координат (ток - скорость (ЭДС вращения) – температура кипения) приведены на рис. 3.

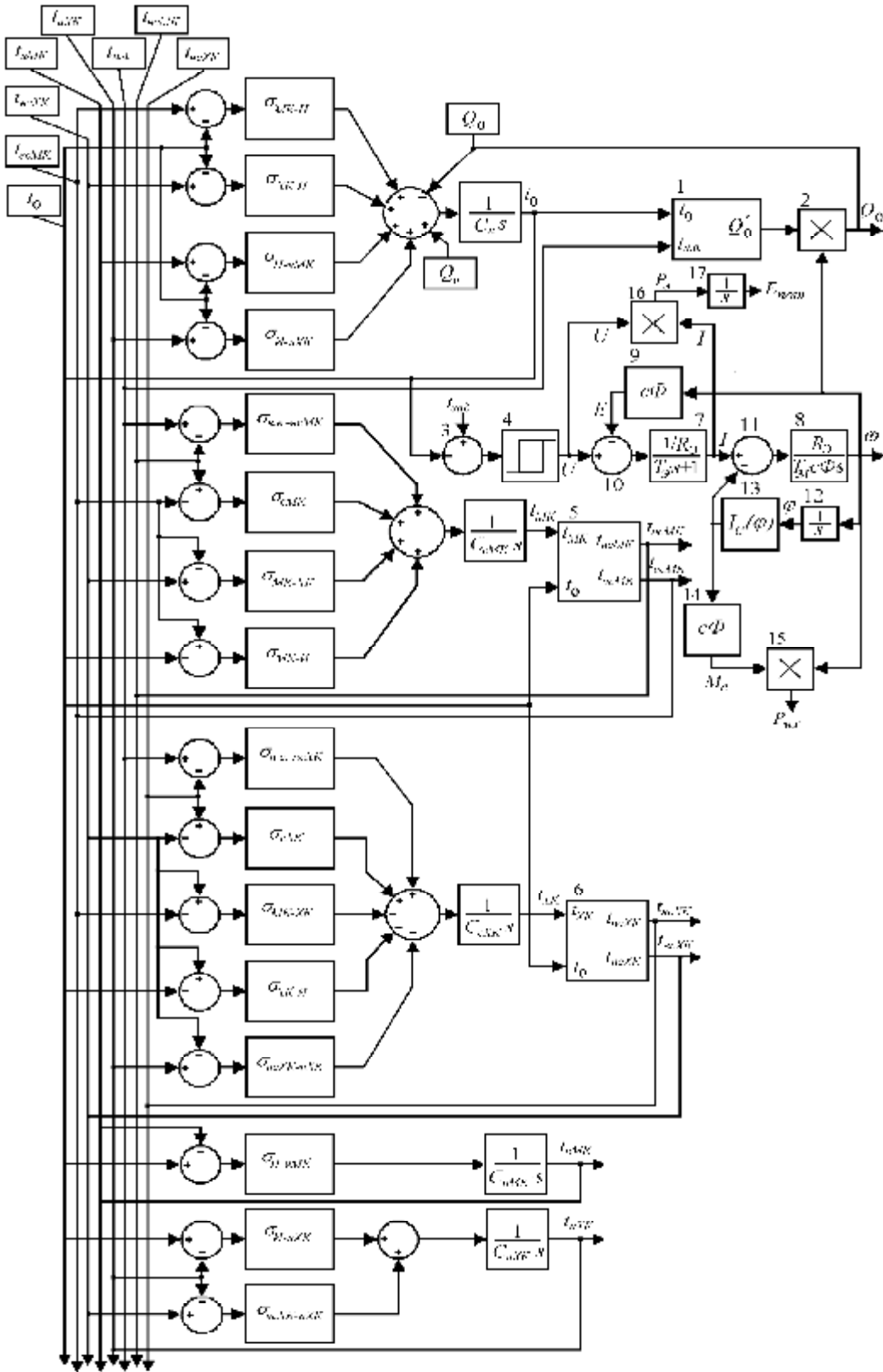


Рисунок 2 – Структурная схема модели БХП с гистерезисным регулятором температуры кипения

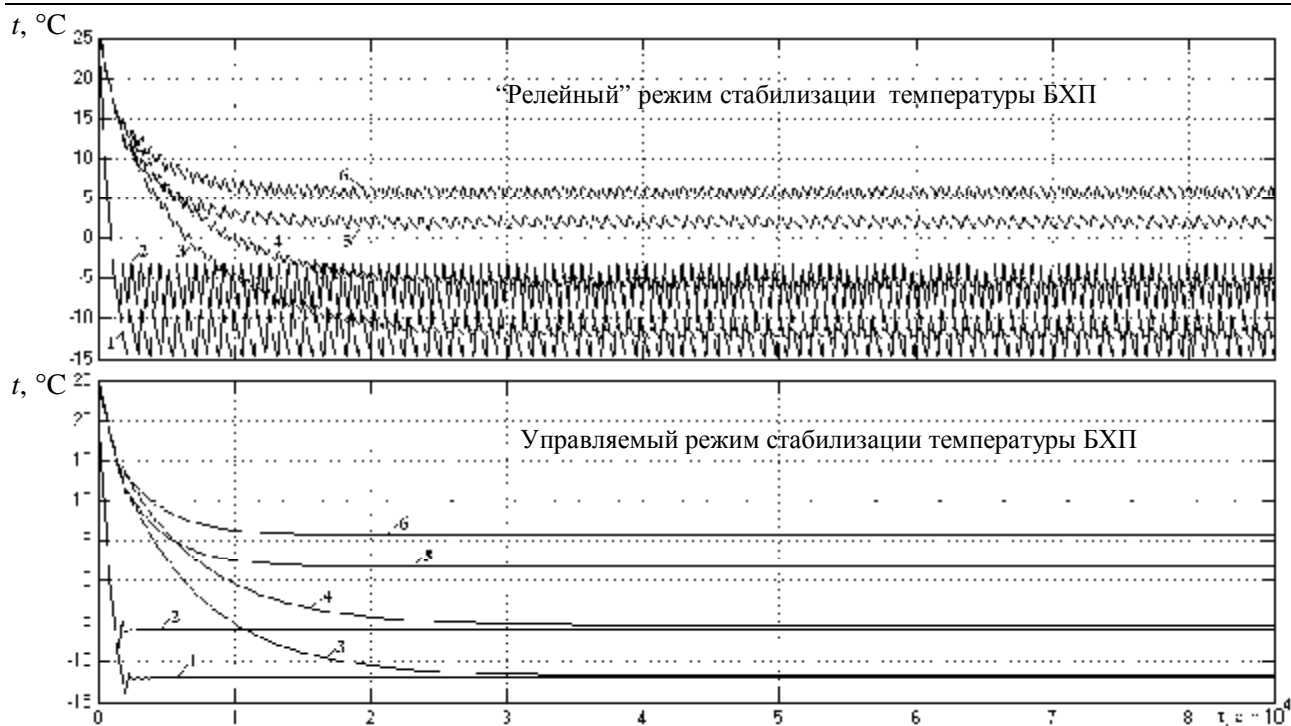


Рисунок 3 – Процессы стабилизации температуры БХП для различных заданных температур: 1, 2 – температура на поверхности испарителя; 3, 4 – температура ИП МК; 5, 6 – температура ИП ХК

Так, при среднем значении температуры кипения - 12 °С, суммарный суточный расход энергии БХП в “релейном” режиме составил  $E_{\text{пот}}=1,48$  кВт·ч, при этом электрическая энергия, выделившаяся за сутки в виде тепла в обмотке ЭМП,  $E_T=0,108$  кВт·ч.

Значение интегрального электрического холодильного коэффициента, рассчитанного за сутки, составило  $\epsilon_3=1,08$  при  $\int_0^{86400} Q_0(\tau) \cdot dt = 1,6$  кВт·ч.

При работе в составе СПРК и  $t_0 = -12$  °С:  $E_{\text{пот}}=1,2$  кВт·ч при  $\epsilon_3=1,33$  и  $E_T=0,09$  кВт·ч. Для этого режима максимальное значение тока было ограничено СПРК на 2,5-кратном от номинального значения уровне. Косвенная оценка температуры обмотки ЭМП показала снижение ее, примерно, на 15 °С.

#### Выводы

1. Анализ результатов моделирования тепловых, электромагнитных и электромеханических процессов в БХП с возможностью оценки энергетических затрат на выработку холода для различных способов стабилизации температуры внутри ХШ позволяет рекомендовать применение управляемых по скорости компрессоров для БХП.

2. Экспериментальные исследования [5] описанной конструкции ХШ совместно с регулируемым по скорости герметичным компрессором на базе трехфазного асинхронного электродвигателя и преобразователя частоты подтверждают верность предложенной методологии моделирования.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

1. Онищенко О.А. Модель холодильной установки с автоматизированным электроприводом компрессора // Холодильная техника и технология. Сборник научных трудов международной научно-технической конференции “Энергоэффективность `2005” (приложение к журналу от 14.10.2005). – С. 120-129.
2. Сивокобыленко В.Ф., Воронцов А.Г., Дегтяренко И.В. Математическое моделирование асинхронного двигателя как привода поршневого компрессора // Наукові праці Донецького державного технічного університету. Серія: Обчислювальна техніка та автоматизація, випуск 3: - Донецьк: ДонДТУ, 1999. – С. 115-121.
3. Онищенко О.А. Система управления электроприводом поршневого компрессора холодильной установки // Електромашинобудування та електрообладнання. – 2005. – №65. – С. 23-28.
4. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1977.
5. Онищенко О.А., Приходько А.М. Информационно-измерительная система для оценки энергетической эффективности холодильных установок на основе среды VisiDAQ // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету, №1, 2002 (12). –С. 301-303.

Стаття надійшла 01.04.2007 р.  
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.  
Живиця В.І.